

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh teplovodního výměníku spalin na krbová
kamna**

**Project of Hot Water – Combustion Products
Heat Exchanger for Fire Place Stove**

Student:

Vedoucí bakalářské práce:

Bc. Vendula Drastichová

doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.

Ostrava 2011

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladu, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

Adresa trvalého pobytu autora práce:

plné jméno autora práce

Reymontova 8, Ostrava – Hrabová 720 00

Poděkování

Ráda bych poděkovala panu doc. Ing. Zdeňku Kadlecovi, Ph.D. za odborné vedení, ochotu, cenné rady, připomínky a předání mnohých zkušeností při vedení mé bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DRASTICHOVÁ V., *Návrh teplovodního výměníku spalin na krbová kamna.*, Bakalářská práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 33 s. Vedoucí práce: Kadlec, Z.

Práce se věnuje problematice návrhu teplovodního výměníku spalin na krbová kamna, kde palivem je dřevo. V teoretické části jsou popsány způsoby vytápění budov a typy výměníků. Praktická část obsahuje stechiometrické výpočty a tepelné výpočty teplovodního výměníku spalin, které jsou použity pro konkrétní návrh teplovodního výměníku spalin o výkonu cca 6 kW.

Klíčová slova: vytápění budov, tepelné výměníky, teplovodní výměník spalin.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DRASTICHOVÁ V., *Project of Hot Water – Combustion Products Heat Exchanger for Fire Place Stove.*, Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The Department of Power Engineering 2011, 33 p. Thesis head: Kadlec, Z.

Thesis deals with problematic of hot-water heat exchanger for exhaust gas for stoves, where wood is used as firing. In theoretical part are described ways of building heating and types of heat exchangers. Practical part contain stechiometric calculations and thermal calculations of hot-water heat exchanger for exhaust gas, which are used for particular proposal of hot-water heat exchanger for exhaust gas about power cca 6 kW.

Key words: building heating, heat exchangers, hot-water heat exchanger for exhaust gas

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	2
Úvod	5
1. Základní pojmy a definice.....	6
2. Způsoby vytápění budov	7
2.1 Teplovzdušné vytápění	7
2.1.1 Rozdělení teplovzdušného vytápění.....	8
2.1.2 Princip a funkce cirkulačního ohřevu vzduchu.....	9
2.1.3 Zařízení pro teplovzdušné vytápění	9
2.2 Teplovodní vytápění	11
2.2.1 Rozdělení teplovodního vytápění.....	11
3. Tepelné výměníky	14
3.1 Rozdělení výměníků.....	14
3.2 Princip teplovodního výměníku spalin	15
3.2.1 Klady a zápory teplovodního výměníku spalin.....	16
3.2.2 Bezpečnostní prvky.....	16
4. Výpočetní část	18
4.1 Dřevo	18
4.2 Stechiometrické výpočty	19
4.2.1 Zadané hodnoty.....	19
4.2.2 Výpočet skutečného množství vlhkého vzduchu	20
4.2.3 Výpočet skutečného množství vlhkých spalin	20
4.2.4 Poměrné zastoupení jednotlivých složek ve spalinách	21
5. Návrh teplovodního výměníku spalin	22
5.1 Přípravné výpočty.....	22
5.1.1 Výpočet množství paliva.....	22
5.1.2 Skutečné množství spalin procházející kamny	22
5.1.3 Hmotnostní průtok vody	22
5.2 Postup při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vody	22
5.2.1 Rychlost vody	23
5.2.2 Výpočet Reynoldsova kritéria.....	23
5.2.3 Výpočet Nusseltova kritéria.....	23
5.2.4 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody	24
5.3 Postup při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně spalin - konvekce.....	24
5.3.1 Teoretický přirozený tah komínu	25
5.3.2 Rychlost spalin.....	25
5.3.3 Výpočet Reynoldsova kritéria.....	26
5.3.4 Výpočet Nusseltova kritéria.....	26
5.3.5 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalin – konvekce	27
5.4 Postup výpočtu součinitele přestupu tepla na straně spalin – radiace.....	27
5.4.1 Výpočet efektivního stupně černosti.....	27
5.4.2 Výpočet emisního součinitele plynu obsahující CO ₂ a H ₂ O	27
5.4.3 Výpočet absorpčního součinitele	28
5.4.4 Výpočet hustoty tepelného toku.....	29
5.4.5 Výpočet přestupu tepla na straně spalin – radiace	29
5.5 Celkový přestup tepla na straně spalin.....	29
5.6 Postup výpočtu celkového výkonu teplovodního výměníku spalin.....	29
5.6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla trubkou.....	30
5.6.2 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot pro souproud	30
5.6.3 Výpočet délky trubkového hada	30
5.6.4 Celkový výkon výměníku	30
Závěr	31
Seznam použitých pramenů	32

Seznam použitých značek a symbolů

$V_{O_2,t}$	Stechiometrické množství kyslíku	m^3_N/kg_{pal}
$V^s_{vz,t}$	Objemové množství teoretického vzduchu suchého	m^3_N/kg_{pal}
$V^s_{vz,sk}$	Objemové množství skutečného vzduchu suchého	m^3_N/kg_{pal}
$V^v_{vz,sk}$	Objemové množství skutečného vzduchu vlhkého	m^3_N/kg_{pal}
$V^s_{sp,t}$	Objemové množství teoretických suchých spalín	m^3_N/kg_{pal}
$V^s_{sp,sk}$	Objemové množství skutečných suchých spalín	m^3_N/kg_{pal}
$V^v_{sp,sk}$	Objemové množství skutečných vlhkých spalín	m^3_N/kg_{pal}
X^v	Poměrné zastoupení jednotlivých složek ve spalínách	%, -
m_{pal}	Množství paliva	kg_{pal}/s
Q_{tep}	Tepelný výkon výměníku	W
Q_{pal}	Výhřevnost paliva	J/kg
η	Účinnost spalování	%, -
V_{sp}	Množství spalín procházející kamny	m^3_N/s
m_{H_2O}	Hmotnostní průtok vody	kg_{H_2O}/s
C_{p,H_2O}	Měrná tepelná kapacita vody za stálého tlaku	J/(kg.K)
V_{H_2O}	Objemový průtok vody	m^3_N/s
ρ_{H_2O}	hustota vody	kg/m^3
v_{H_2O}	Rychlost vody	m/s
S	Obsah	m^2
η_d	dynamická viskozita	Pa.s
ν	kinematická viskozita	m^2/s
d	Vnitřní průměr trubkového hadu	m
D	Vnější průměr trubkového hadu	m
λ_X	Tepelná vodivost	W/(m.K)
Nu	Nuseltovo kritérium	-
Re	Reynoldsovo kritérium	-
Pr	Prandtlovo kritérium	-
ε_t	Opravný součinitel na neizotermické proudění	-
ε_R	Opravný součinitel pro proudění tekutiny v kolenech a hadech	-
ε_L	Opravný součinitel pro krátké trubky	-
Pr_s	Prandtlovo kritérium pro teplotu stěny	-
Re''	Kritická hodnota Reynoldsova kritéria	-

R	Poloměr zakřivení	m
t_{stř}	Střední teplota	°C
D_{sp,C}	Průměr válce, kterým proudí spaliny	m
Δp	Rozdíl tlaků	Pa
P_{sp,N}	Tlak spalin za normálních podmínek	Pa
p	Tlak za normálních podmínek	Pa
p_{vz}	Tlak vzduchu	Pa
p_{sp}	Tlak spalin	Pa
p_X	Parciální tlak jednotlivých složek ve spalinách	Pa
g	Tíhové zrychlení	m/s ²
h	Výška komínu	m
ρ_{sp,N}	Hustota spalin za normálních podmínek	kg/m ³
ρ_{sp}	Hustota spalin	kg/m ³
ρ_{vz}	Hustota vzduchu	kg/m ³
ρ_i	Hustota jednotlivých složek ve spalinách	kg/m ³
T_p	Teplota plynu	K
T_{sp}	Teplota spalin	K
T_{sp,N}	Teplota spalin za normálních podmínek	K
v_{sp}	Rychlost spalin	m/s
T_s	Teplota stěny	K
H_{hada}	Výška trubkového hadu	m
H	Výška válce výměníku, ve kterém proudí spaliny	m
D_{sp}	Průměr válce, kterým proudí spaliny zmenšený o rozměr trub. hadu	m
ε'_s	Efektivní stupeň černosti stěny	-
σ	Stefanova-Boltzmanova konstanta	W/(m ² .K ⁴)
ε_p	Emisní součinitel plynu obsahující CO ₂ a H ₂ O	-
A_p	Absorbční součinitel	-
β	Korekční součinitel	-
ε_{CO2}	Součinitel CO ₂	-
ε_{H2O}	Součinitel H ₂ O	-
P	Povrch trubkového hadu	m ²
V	Objem ve kterém proudí spaliny	m ³
l	Účinná tloušťka vrstvy	m
q_{p,s}	Hustota tepelného toku	W/m ²

α_{H_2O}	součinitel přestupu tepla na straně vody	$W/(m^2.K)$
$\alpha_{sp.kon}$	součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	$W/(m^2.K)$
$\alpha_{sp,rad}$	součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	$W/(m^2.K)$
α_{sp}	Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin	$W/(m^2.K)$
k	Součinitel prostupu tepla trubkovým hadem	$W/(m.K)$
Δt_{str}	Střední logaritmický rozdíl teplot	$^{\circ}C, K$
l_{hada}	Délka trubkového hadu	m
r	Poloměr	m
Q	Celkový výkon	W
s	výška mezery mezi patry trubkového hada	m

Úvod

Pohledem do historie vidíme, že lidé již dříve udržovali oheň v různých ohništích. Moderním způsobem jsou krby nebo krbová kamna.

Krbová kamna spojují příjemný estetický zážitek z ohně s výrobou tepla. Nejsou jen obyčejným zdrojem tepla, ale mohou se stát skutečným vytápěcím prostředkem. Musí však splňovat požadavky bezpečnosti. .

Spalování dřeva v kamnech je součástí koncepce využívání obnovitelných zdrojů energie. Cílem je efektivní využívání všech zdrojů energie a správné hospodaření s ní. Důvodem k napsání bakalářské práce je najít způsob efektivnějšího využití energie z krbových kamen.

U běžných krbových kamen je problémem velká komínová ztráta a rozvod tepla z jedné místnosti do celého domu. Problém můžeme vyřešit instalací teplovodního výměníku spalín a spojíme tak dobré s užitečným. energii ze spalín využijeme na ohřev tepelného média topného okruhu nebo užitkové vody, zvýšíme efektivnost kamen a tím dosáhneme snížení jednotlivých nákladů na vytápění nebo ohřev užitkové vody.

1. Základní pojmy a definice

Před započítáním problematiky týkající se návrhu výměníku, je důležité objasnit některé základní pojmy uvedené v této práci. Normativní názvosloví pro oblast krbů a kamen není přesně dané, proto v této práci budou použity výrazy, které se užívají mezi odborníky v této oblasti.

Krb

Vytápěcí těleso s otevřeným ohništěm – otevřený spotřebič. [1]

Kamna

Vytápěcí těleso, ve kterém je v průběhu hoření oheň uzavřený – uzavřený spotřebič. [1]

Spotřebič

Jiný název pro vytápěcí těleso. Používá se v energetickém významu, protože spotřebovává palivo a vyrábí teplo. [1]

Sdílení tepla

Přenos (transport) tepelné energie mezi tělesy o nestejně teplotě. [2]

Sdílení tepla vedením (kondukcí)

Způsob šíření tepla v nestejnoměrně ohřátém tělese předáváním tepelné energie mezi přímo se stýkajícími částmi tělesa. [3]

Sdílení tepla prouděním (konvekci)

Způsob přenášení tepla proudící tekutinou (kapalina nebo plyn) z místa o vyšší teplotě do místa o teplotě nižší. [3]

Sdílení tepla sáláním, zářením (radiací)

Přenos se uskutečňuje prostřednictvím elektromagnetického vlnění. [2]

Přestup tepla

Sdílení tepla konvekci mezi povrchem tuhého tělesa a tekutinou a naopak. [3]

Nízkoenergetický dům

Objekt s roční měrnou potřebou tepla na vytápění nepřesahující 50 [kWh/m².a] a používající velmi účinnou otopnou soustavu. [4]

Pasivní dům

Objekt jehož roční potřeba tepla nepřesahuje 15 [kWh/m².a] a potřeba primární energie nepřekračuje hodnotu 120 [kWh/m².a]. [4]

2. Způsoby vytápění budov

Podle účelu budovy a jejího provozování, podle možností využívání různých druhů energie je možné volit různé druhy ústředního nebo lokálního vytápění.

Ústřední vytápění – vytápění celé budovy nebo skupiny místností ze společného zdroje tepla umístěného mimo vytápěné místnosti nebo v jedné z nich.

Lokální vytápění – vytápění, při kterém je zdroj tepla umístěn přímo ve vytápěné místnosti.

Trvalé vytápění – vytápění s provozem nejméně 8 hodin denně po dobu 5 za sebou následujících dní a s přestávkou nejvíce 2 dny mezi jednotlivými provozními cykly.

Občasné vytápění – vytápění s provozem méně než 5 za sebou následujících dní s kratší dobou provozu než 8 hodin denně nebo přestávkou více jak 2 dny mezi jednotlivými provozními cykly.

Nepřerušované vytápění – vytápění s provozem otopné soustavy 24 hodin denně, při kterém není přerušena dodávka tepla ze zdroje tepla do soustavy na dobu delší než 2 hodiny a v součtu 4 hodiny denně.

Akumulační vytápění – vytápění, při kterém se teplo odebírá z akumulátoru buď ve vytápěné místnosti nebo mimo ni. Časový průběh dodávané energie do akumulátoru se nekryje s časovým průběhem odebíraného tepla pro vytápění. [4]

2.1 Teplovzdušné vytápění

Teplovzdušné vytápění patří mezi nové a stále se rozvíjející způsoby vytápění. Jedním z nejvýznamnějších využití je v oblasti výstavby nízkoenergetických a pasivních domů.

Teplovzdušné vytápění nám zajišťuje nejenom krytí tepelných ztrát, ale i doporučenou intenzitu výměny vzduchu v objektu.

Zařízení pro teplovzdušné vytápění jsou v současné době kompaktní jednotky, které je možné instalovat uvnitř objektu. Rozvody vzduchu do jednotlivých místností mohou vést běžnými stavebními konstrukcemi. Pro úsporu energie lze použít rekuperaci (zpětné získávání tepla).

Výhody:

- zajištění doporučené intenzity výměny vzduchu - regulace,
- možnost rekuperace tepla odpadním vzduchem z místnosti – provozní pružnost,
- náhrada otopné soustavy (odpadá) pro krytí tepelných ztrát.

Nevýhody:

- vysoké pořizovací náklady (jednotka a rozvody),
- hlučnost zařízení, víření prachu, nevhodné pro alergiky,
- spotřeba elektrické energie pro pohon ventilátorů,
- při rekonstrukci objektu značné zásahy do stavební konstrukce. [4]

2.1.1 Rozdělení teplovzdušného vytápění

Podle způsobu přípravy teplého vzduchu a polohy topného zdroje, soustavy rozdělujeme:

- s ústřední přípravou vzduchu (soustavy ústřední),
- s přípravou vzduchu v lokálních místnostech (soustavy jednotkové).

Z hlediska provozu, teplovzdušné systémy dělíme na:

1. S provozem ventilačním
 - o Všechn vzduch přiváděný se ohřívá a odvádí. Tento systém je energeticky náročný a proto bez rekuperace (zařízení pro znovu využití tepla) se nedoporučuje hromadně využívat.
2. S provozem cirkulačním
 - o Jedná se spíše o situace, kde je minimálně osob, dominující je spíše technologie. Vzduch odváděný z místnosti se pro další použití dohřívá a čistí. Kryje prakticky svým výkonem tepelné ztráty místnosti. Energeticky není náročný.
3. S provozem kombinovaným.
 - o Část vzduchu se ohřívá (vzduch čerstvý) a do něho se přimíchá vzduch odvedený z místnosti – vzduch oběhový – zpětný. Tyto systémy můžeme používat pouze tam, kde nedochází k velkému znečištění vzduchu. Energeticky je systém úspornější. Tepelný výkon je možno snadno regulovat. [3]

Energetické výhody teplovzdušného vytápění:

- úspora až 90 % nákladů na větrání,
- možnost integrace solárních vzduchových kolektorů,
- možnost instalace zemního potrubního registru, kde se přiváděný větrací a vytápěcí vzduch v zimě účinně přehřívá a v létě ochlazuje,
- využití všech energetických zisků v objektu z provozu domácnosti pro přehřev větracího vzduchu,
- využití solárních zisků z osluněných oken a přenos tepla do ostatních neosluněných částí objektu. [4]

2.1.2 Princip a funkce cirkulačního ohřevu vzduchu

Cirkulační vzduch se v jednotce filtruje a ohřívá na teplovodním registru a pomaloběžným ventilátorem se dopravuje do jednotlivých vyústek obytných místností. Instalace rozvodů vzduchu v objektu se pokládá do horních izolačních vrstev podlahové konstrukce.

Předehřev čerstvého vzduchu je proveden na rekuperačním výměníku, dále se mísí s oběhovým vzduchem odsávaným z obytných místností. Poté je přiveden na teplovodní registr, kde se dohřeje na požadovanou teplotu. Na deskovém výměníku umístěném v jednotce předá odpadní vzduch čerstvému vzduchu téměř veškeré své teplo (v závislosti na účinnosti rekuperace).

Odsávání odpadního vzduchu je určeno pro samostatné odsávání z WC, koupelen, kuchyní a dále prostor, kde je cirkulace vzduchu zakázána. Odpadní vzduch je veden přes rekuperační výměník a filtr ven do venkovního prostředí. [4]

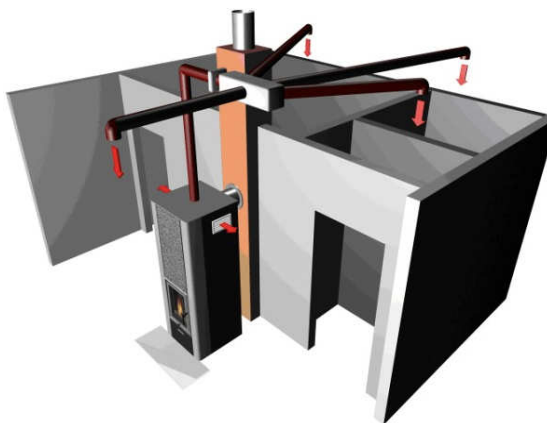
2.1.3 Zařízení pro teplovzdušné vytápění

Konvekční kamna [5]

U teplovzdušných (konvekčních) krbových vložek a kamen je teplo distribuováno vzduchem proudícím okolo vnějšího pláště kamen (konvekcí). Spotřebiče využívající konvekce jsou k tomuto účelu konstruované a předpokládá se u nich jistá míra ochlazování korpusu proudícím vzduchem. Nelze je proto většinou použít například v těžších akumulacích obestavbách

V případě použití krbových vložek lze využít teplovzdušných rozvodů umožňujících distribuci teplého vzduchu do ostatních místností. Teplý vzduch může být dopravován do otopné místnosti buďto tzv. samotíží nebo pomocí nuceného oběhu zajištěného ventilátorem. Tento způsob není ani v jednom případě ideální a je potřeba ho brát jako systém určený k vytápění domu s přechodným provozem.

Ukázka samotížného teplovzdušného vytápění viz. Obr.č. 2.1. Délka potrubí by neměla přesáhnout 5 m a musí směřovat nahoru.



Obr.č. 2.1 Ukázka samotížného teplovzdušného vytápění [5]

U nuceného teplovzdušného vytápění je nutno použít ventilátory což s sebou nese nepříjemný bonus - hluk do zklidnělého domu. Pokud dojde k vypnutí proudu či nepříložení, dojde v krátké době k vychladnutí celého systému.

Výhody:

- rychlý a pohotový způsob vytápění vhodný na chaty a chalupy, kde se nezdržujeme dlouhou dobu,
- relativně levný, v případě použití rozvodů lze vytápět několik místností.

Nevýhody:

- musí být zajištěn návrat otopného vzduchu ke zdroji (ventilační průduchy, otvory ve dveřích, ...), rozvádění prachu z místnosti kde je krb umístěn - astma, alergie, ... - použití filtrů (nucená cirkulace), vysušuje vzduch,
- rozvádění vzduchu - nutná kvalitní zvuková izolace,
- velmi malá schopnost akumulace - rychlé vychladnutí,
- velký rozdíl teplot mezi stropem a podlahou,
- potřeba častějšího přikládání,
- v případě rozvodů nutná odborná instalace.

Sálavá kamna [6]

Základním principem akumulačních kamen a vložek je ukládání tepla do masy materiálu s vysokou akumulační schopností. Doba sálání je potom závislá na hmotnosti materiálu použitého ke stavbě a může se pohybovat v rozmezí několika hodin. Kamna tak rozdělujeme na lehká, polotěžká a těžká dle síly vyzdívky akumulačního materiálu. Dle síly vyzdívky se liší i povrchová teplota obestavby. Pokud tedy máme těžkou stavbu, bude povrchová teplota topidla kolem 50°C a výkon $0,68 \text{ kW/m}^2$. Povrch kamen potom vyzařuje do svého okolí elektromagnetické vlnění, které se při pohlcení okolními předměty přeměňuje na teplo. Jedná se o přirozený způsob ohřevu podobnému slunečním paprskům. Konvenční vzduch se tedy do kamen záměrně nepřivádí ani neodvádí, avšak pro rychlé počáteční

zatopení v místnosti je možné obestavby vybavit uzavíratelnými větracími mřížkami. Kamnové vložky používané v akumulčních vestavbách jsou k tomuto účelu zvláště konstruovány a nelze tak použít například vložku určenou k vytápění teplovzdušnému.

Každé topidlo vydává oba druhy tepla, ale v jiných poměrech. Pokud tedy připadá v sálavém systému 80 % na sálavou složku a 20 % na konvekci, tak u konvekčního systému je to přesně naopak.

Výhody:

- asi nejzdravější způsob vytápění,
- nevzniká velké proudění vzduchu s velkými rozdíly teplot,
- relativní vlhkost prostředí se pohybuje v optimálním rozmezí 30 - 50 %,
- v případě tahových systémů lze vytápět několik místností nebo i celý objekt,
- nízký interval přikládání v rozmezí 3 hodin až 2x za den,
- výborná ekonomika provozu,
- kvalitní spalování.

Nevýhody:

- vyšší pořizovací cena,
- nutný odborný návrh a realizace,
- tahy - nutné čistící otvory,
- delší doba roztápění - vhodné do trvale obývaných domů.

2.2 Teplovodní vytápění

Princip teplovodního vytápění je založen na vzájemném propojení zdroje a otopných těles uzavřeným okruhem vody. Teplo vznikající hořením paliva v kamnech je předáváno teplotonosnému médiu - nejčastěji vodě. Ta jej potom distribuuje do dalších částí vytápěného objektu. V otopném tělese vlivem rozdílu teplot v místnosti a povrchu tělesa odevzdává otopná voda teplo, ochlazuje se a vratným potrubím se vrací do zdroje a opět se ohřívá.

2.2.1 Rozdělení teplovodního vytápění

Způsob rozdělení teplovodního vytápění je celá řada. Pro získání přehledu uvádím alespoň základní kritéria [3]:

1. Podle oběhu otopné vody:

- S přirozeným oběhem – tlak vzniká rozdílem hydrostatických tlaků daných hmotnostmi otopné vody v přívodním a vratném potrubí, Tento rozdíl je dán změnou měrné hmotnosti vody v závislosti na teplotě a výškou vodního sloupce H v potrubí mezi zdrojem a otopným tělesem.

- S nuceným oběhem – do okruhu je zařazeno oběhové čerpadlo, které je hlavním zdrojem tlaku v soustavě. Účinný vztlak se pak na celkovém tlaku v soustavě uplatňuje v závislosti na geometrickém uspořádání sítě.
2. Podle konstrukce expanzní nádoby:
- otevřené soustavy,
 - uzavřené soustavy.
3. Podle nejvyšší pracovní teploty:
- teplovodní nízkoteplotní do 65 °C,
 - teplovodní do 110 °C,
 - horkovodní nad 110 °C.
4. Podle geometrie propojení otopné soustavy a těles:
- Jednotrubkové soustavy – tělesa jsou propojena sériově. Znamená to, že otopná voda postupně protéká jednotlivými otopnými tělesy, zapojenými v okruhu. Podle způsobu připojení těles na soustavu dále rozlišujeme soustavu jednotrubkovou:
 - průtočnou – vhodné tam, kde je umístěno více těles se stejným charakterem otopného režimu bez požadavků na individuální regulaci jednotlivých těles,
 - s obtokem - umožní nám regulaci jednotlivých těles. Poměr hydraulického odporu zkratu a hydraulického odporu tělesa určuje kolik otopné vody bude protékat dál zkratem do okruhu přímo bez ochlazení a kolik zateče do otopného tělesa,
 - se speciální armaturou – jedna z konstrukčních variant řešení regulace obtoku. Trojcestné a čtyřcestné armatury používané k tomuto účelu umožňují nastavit poměr protékající a zatékající otopné vody pro dané těleso. Výhodou je jednostranné napojení tělesa a možnost použití termostatických regulačních hlavice,
 - dvoutrubkové soustavy,
 - horizontální soustavy – vyznačuje se minimálním počtem stoupacích potrubí. Na ně jsou napojeny horizontální okruhy podlažních ležatých rozvodů s otopnými tělesy. Zvláštním případem horizontální otopné soustavy je etážová soustava, kde zdroj tepla i otopná tělesa jsou umístěna v jednom podlaží,
 - vertikální soustavy – otopná tělesa jsou napojena přímo na stoupačky a v jednotlivých podlažích jsou u klasicky prováděných soustav vedena pouze krátká připojovací potrubí.

Při nevhodné kombinaci malé místnosti a topidla, které předává příliš velký výkon do svého okolí, bude docházet k přetápění místnosti, ve které stojí a naopak místnosti vytápěné topným médiem budou chladné. Opačný případ nebývá tak častý, obyvatelé domu si vždy stěžují na studené radiátory v dalších místnostech, nikdy ne na netopící kamna. Je tedy důležité moci se na parametry podílu výkonu voda-okolí uváděné výrobcem spolehnout. [6]

Ideálním doplňkem teplovodních krbových kamen je v dnešní době akumulční nádrž, která dovoluje ukládat okamžité výkonové přebytky pro pozdější využití. Teplovodní způsob vytápění za pomoci akumulčních nádrží umožňuje ukládání tepla z nejrůznějších zdrojů na kapalná, plynná i pevná paliva, elektřinu, energii slunce, geotermální energii atd. V dnešní době je snad nejekonomičtější možný způsob vytápění a ohřev teplé vody kombinací solárních kolektorů se zdrojem na biomasu. Pro výběr této kombinace dosud nahrával i dotační program SFŽP, kdy dotace investorovi pokryla přibližně 3/4 nákladů. [6]

Výhody:

- snadné rozvedení tepla do ostatních místností,
- ekologické a levné vytápění (záleží na kvalitě výrobku),
- možnost akumulace - krb může být provozován i v přechodných obdobích s malou potřebou tepla pro vytápění (jaro, podzim), aniž by hrozilo nekomfortní přetápění objektu, v moderních nízkoenergetických stavbách naprosto dostačující,
- možnost spojení mnoha zdrojů pomoci akumulční nádrže. [6]

Nevýhody:

- nutnost častějšího přikládání 1,5 - 3 hod,
- nutnost častějšího čištění spalínového výměníku,
- v případě použití méně technicky vyspělého výrobku vyšší emise škodlivin do ovzduší a černé sklo, nutnost bezpečnostních zařízení - pojistný ventil, dochlazovací smyčka, záložní zdroj. [6]

3. Tepelné výměníky

Výměníky tepla patří mezi nejstarší a nejrozšířenější používané zařízení, které slouží k průběžnému nebo přerušovanému předání tepelné energie pomocí teplotnosných médií. Mezi kladenými požadavky jsou:

- co nejmenší rozměry, hmotnost a cena výměníku,
- co nejmenší tlakové ztráty (čerpací práce),
- co nejvyšší spolehlivost v provozu. [7]

3.1 Rozdělení výměníků

Dle předání energie: [3]

- konvekční výměník – o předaném teple rozhoduje hlavně proudění médií,
- sálavý (radiální) výměník – většina tepla se předává sáláním,
- kombinovaný výměník – podíl konvekčního a sálavého tepla je souměřitelný.

Dle pracovního principu: [3]

- rekuperační – obě tekutá média, ohřívající i ohřívané, jsou rozdělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce a výhřevných plochách na stranách obou médií,
- regenerační – ohřívané médium vtéká opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem a přijímá z něho teplo, před přivedeným ohřívajícím médiem,
- směšovací – ohřívané a ochlazované médium se v tomto výměníku směšují tak, že vytvoří směs, u níž se obvykle nepočítá s rozdělením médií, teplosměnná plocha je dána povrchem kapek vstříkované vody.

Dle konstrukce: [3]

- | | |
|-------------|---------------|
| • Kotlové, | • Svazkové, |
| • Skříňové, | • Šroubové, |
| • Deskové, | • Hadové, |
| • Trubkové, | • Žebrové,... |

Typy: [6]

- v plášti kamen, vložky,
- spalínové,
- kombinace.

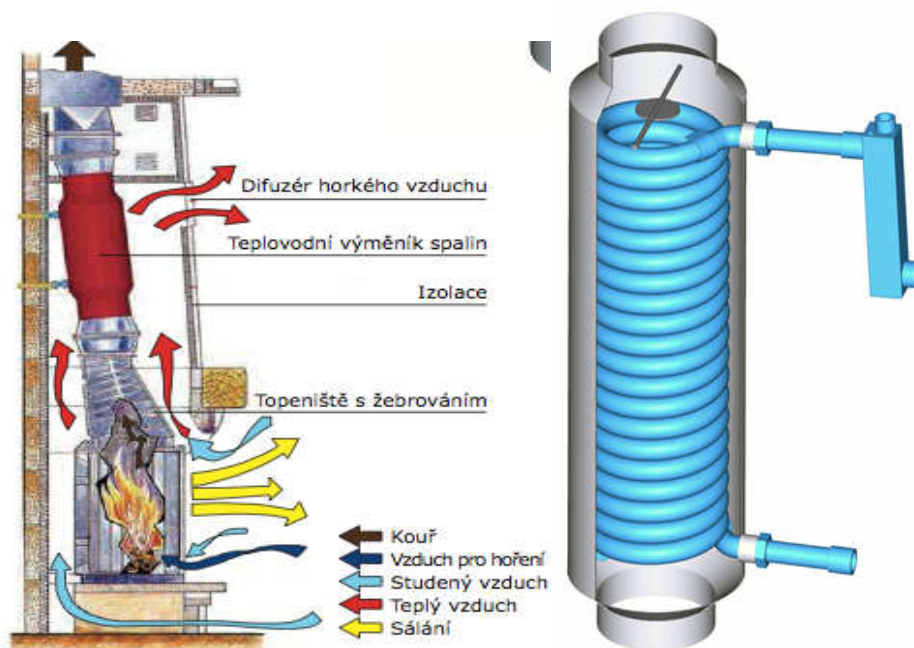
3.2 Princip teplovodního výměníku spalin

Krb je něco jako televize. Přináší nám estetický zážitek, ale i pocit teplého domova. Abychom co nejefektivněji využili jeho teplo je tu řešení.

Komínové výměníky (viz. Obr.č. 3.1) zvyšují využitelnost krbů a kamen. U běžného krbu je komínová ztráta poměrně velká. Je zde také problém, jak dostat teplo z jedné místnosti do celého domu. Toto lze řešit současně a spojit tak dobré s užitečným, vložením teplovodního výměníku do krbu nebo kamen. Spaliny unikají bez dalšího využití komínem ven do atmosféry. Zařazením krbového teplovodního výměníku jsme schopni tuto energii zužitkovat na ohřev tepelného média topného okruhu. [8]

Uvnitř pláště teplovodního výměníku spalin je umístěn trubkový výměník s velkou teplosměnnou plochou. Proud horkých spalin je usměrňován rozdělovačem proudu tak, aby výměník byl ohříván rovnoměrně z obou stran. Tvarovou stálost výměníku udržuje klec, na které je tento výměník připevněn. Výkon výměníku závisí na použitém zdroji tepla (kvalitě dřeva), typu vložky a velikosti teplosměnné plochy výměníku. [9]

Teplovodní výměník vždy významně snižuje teplotu spalin, čímž dochází k horšímu tahu. Spalinové navíc vytvářejí překážku proudícím spalinám. Je důležité, aby se komín dokázal co nejrychleji ohřát na provozní teplotu a umožnil tak kvalitní odvod spalin brzy po zátoku. Proto je vždy vhodné spojovat typ krbových kamen a vložek s kvalitním komínovým systémem. [6]



Obr.č. 3.1: Teplovodní výměník spalin [9]

3.2.1 Klady a zápory teplovodního výměníku spalín

Jak již bylo napsáno problém přídavných spalínových výměníků je ten, že příliš ochlazují spaliny do komína a způsobují problémy s nedohoříváním paliva v krbu a produkují velké množství popela - tedy ve výsledku takové topidlo snižuje celkovou účinnost spalování. Instalací dodatečného výměníku na kamna se může stát pouze to, že komín nebude mít tah a kamna budou kouřit. Takovéto výměníky lze instalovat pouze na kamna a krby staré konstrukce s vysokým výkonem, nízkou účinností a vysokou teplotou spalín. [8]

Samozřejmě jsou technická řešení, kdy lze přídavné výměníky ve spalínové cestě použít. Je potřeba se vždy poradit na konkrétním řešení se zkušeným kamnářem s praxí. [8]

3.2.2 Bezpečnostní prvky

Z důvodu bezpečnosti je nutno tento výměník instalovat s pojišťovacím ventilem. Aby horká voda výměník neroztrhla. Dále je nutno jej doplnit o termostatický ventil, který otevře přívod studené vody v případě havárie. Například tehdy, je-li roztopený krb (kamna) a vypnou elektřinu. Voda z radiátorů, kterou v tomto výměníku pohání oběhové čerpadlo začne rychle vařit a hrozí nebezpečí opaření. [8]

Poměrně často se používá i směšovací ventil. Tak aby voda ve výměníku mohla mít vyšší teplotu např. 90/70 °C, aby nedocházelo ke kondenzaci par (kouřových zplodin) v krbu (kamnech). Do radiátorů, nebo do podlahového vytápění se tak odvádí již naředěná voda – voda o nižší teplotě. Zvláště u ocelových krbových vložek, které jsou již vybaveny ocelovým teplovodním výměníkem, je to nutnost. Jinak by tento ocelový výměník zlikvidovala nízkoteplotní koroze. Tato má právě nejvyšší agresivitu při teplotě + 48°C. Spalování biomasy – dříví je velmi agresivní proces. Tyto spaliny obsahují i kyseliny. [8]

Roztrhnutí výměníku a kondenzaci par lze předejít také bezpečnostním směšovacím uzlem (viz. Příloha 1).

Předností tohoto bezpečnostního směšovacího uzlu (viz. Obr.č. 3.2) je, že v případě přehřátí a následném vychlazení nevypouštíme přehřátou vodu do kanalizace, ale zpět do akumulární nádrže nebo do topného systému. [9]



Obr.č. 3.2: Bezpečnostní směšovací uzel [9]

Dalším problémem je kam s množstvím tepla. Odborníci v topenářské technice uvádí nutnou velikost akumulční nádoby ke krbu nebo kamnům. Upřednostňuje se více přímý odvod tepla do radiátorů. [8]

Krb je výkonové nestabilní zdroj tepla. Pokud do něj naložíte, máte ihned obrovský výkon. Vodní výměník se začne ihned přehřívat. Zpravidla bývá poddimenzovaná akumulční nádoba. Pak se systém začíná ihned přehřívat jako celek. [8]

4. Výpočetní část

Spaliny, které ohřívají médium v trubkovém výměníku vznikají spalováním dřeva. Spalování můžeme definovat jako fyzikálně chemický pochod, při kterém probíhá organizovaná příprava hořlavé směsi paliva s okysličovadlem a jejich slučování (hoření) za intenzivního uvolňování tepla, což způsobuje prudké stoupnutí teploty směsi a vzniklých spalin [11]. Hoření je tedy možné pouze mezi elementárními složkami hořlaviny (C, H, S) v atomárním stavu a za přítomnosti vzduchu (okysličovadla v tomto případě), a to proto, že se atomy hořlaviny snaží doplnit své valenční sféry do plného počtu elektronů.

Základními údaji pro navrhování spalovacího zařízení i výhřevnosti ploch kotle jsou:

- spotřeba spalovacího vzduchu,
- množství vzniklých spalin.

Určují se například ze stechiometrických spalovacích rovnic.

4.1 Dřevo

Ještě před započítáním výpočtu je důležité mít dostatečné informace o palivu, v tomto případě se jedná o dřevo, v němž je nakumulována energie ze slunce. Tato energie je chemicky vázaná a jejími nositeli jsou pouze uhlík, vodík a síra. Síru však můžeme zanedbat, její obsah ve dřevě je malý. Energie ve dřevě není vázaná na objem ale na hmotnost, z tohoto plyne, že záleží na hustotě určitého dřeva, čím větší hustota, tím více vázané energie (viz. Tabulka č. 4.1). Při spalování dřeva je důležité zabránit kondenzaci vodní páry ve spalinách od ohniště po konec komínu. Proto při energetické bilanci počítám s výhřevností, která se liší od spalného tepla kondenzačním (výparným) teplem. Důležité je tedy zbavit dřevo obsahující vodu (dřevo čerstvé), která má za následek to, že dřevo méně hřeje, silně kouří, špatně hoří a zkracuje životnost kotle. Doba pro snížení obsahu vody se doporučuje minimálně dva roky, pokud skladujeme dřevo pod stříškou.

Tabulka č. 4.1: Hustoty jednotlivých druhů dřeva

Druh dřeva	Hustota [kg/m ³]
smrk	470
borovice	520
modřín	590
javor	610
bříza	650
dub	670
olše	530
Jasan, buk	690
habr	770

4.2 Stechiometrické výpočty

Pro malá spalovací zařízení musím stanovit množství spalovacího vzduchu a množství vzniklých spalín. Z bilance energetické, kterou zjistím z látkové bilance stanovíme množství tepla ve spalínách.

Vztah pro látkovou bilanci pro palivo více složek o složení:

- hrubé : $h + A + w = 1$, (1)

- prvkové: $C + H + S + N + O + A + w = 1$, (2)

kde h ... hořlavina, A ... popelovina, w ...

voda.

Při výpočtu zanedbávám obsah síry.

Spalování může být dokonalé nebo nedokonalé, při výpočtu budu vycházet z dokonalého. Rovnice pro níže uvedený výpočet jsem použila z literatury [12].

4.2.1 Zadané hodnoty

$W^r = 15 \% = 0,15$	$V = 1,03 (-)$
$A^r = 0,6 \% = 0,006$	$Q_{\text{tep}} = 6 \text{ kW}$
$H_2^r = 5,2 \% = 0,052$	$Q_{\text{pal}} = 15 \text{ MW}$
$C^r = 42,6 \% = 0,426$	$C_{p,H_2O} = 4180 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$
$S^r = 0 \% = 0$	$t_{1,H_2O} = 80 ^\circ\text{C}$
$N_2^r = 0,1 \% = 0,001$	$t_{2,H_2O} = 60 ^\circ\text{C}$
$O_2^r = 36,5 \% = 0,365$	$\rho_{H_2O} \text{ pro } 70 ^\circ\text{C} = 978 \text{ kg/m}^3$
$n = 4 (-)$	

4.2.2 Výpočet skutečného množství vlhkého vzduchu

Z látkové bilance můžu určit energetickou bilanci pomocí stechiometrických rovnic :

Výpočet stechiometrického množství kyslíku

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot C^r + \frac{22,4}{2 \cdot 2} \cdot H_2^r + \frac{22,4}{32} \cdot S^r - \frac{22,4}{32} O_2^r$$

$$V_{O_2,t} = 0,795 + 0,291 - 0,256 = 0,831 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (3)$$

Množství teoretického vzduchu suchého

$$V_{vz,t}^s = \frac{V_{O_2,t}}{0,21}$$

$$V_{vz,t}^s = \frac{0,831}{0,21} = 3,96 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (4)$$

Množství skutečného vzduchu suchého

$$V_{vz,sk}^s = V_{vz,t}^s \cdot n$$

$$V_{vz,sk}^s = 3,96 \cdot 4 = 15,8 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5)$$

Množství skutečného vzduchu vlhkého

$$V_{vz,sk}^v = V_{vz,sk}^s \cdot v$$

$$V_{vz,sk}^v = 15,84 \cdot 1,03 = 16,3 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (6)$$

4.2.3 Výpočet skutečného množství vlhkých spalín

Množství vzniklých spalín teoretických suchých

$$V_{sp,t}^s = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{sp,t}^s = \frac{22,4}{12} \cdot 0,426 + \frac{22,4}{28} \cdot 0,001 + 0,79 \cdot 3,96 = 3,92 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (7)$$

Množství vzniklých spalín skutečných suchých

$$V_{sp,sk}^s = V_{sp,t}^s + (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{sp,sk}^s = 3,92 + 3 \cdot 3,96 = 15,8 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (8)$$

Množství vzniklých spalín skutečných vlhkých

$$V_{sp,sk}^v = V_{sp,sk}^s + H_2O$$

$$V_{sp,sk}^v = V_{sp,sk}^s + \frac{22,4}{18} \cdot W^r + \frac{22,4}{2} \cdot H^r + (v - 1) \cdot V_{vz,sk}^s$$

$$V_{sp,sk}^v = 15,80 + 0,187 + 0,582 + 0,474 = 17,0 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (9)$$

4.2.4 Poměrné zastoupení jednotlivých složek ve spalínách

$$CO_2^v = \frac{\frac{22,4}{12} \cdot C^r}{V_{sp,sk}^v} \quad (10)$$

$$CO_2^v = \frac{0,795}{17,0} = 0,0468 = 4,61 \%$$

$$N_2^v = \frac{\frac{22,4}{28} \cdot N^r + 0,79 \cdot V_{vz,sk}^s}{V_{sp,sk}^v} \quad (11)$$

$$N_2^v = \frac{0,001 + 12,5}{17,0} = 0,735 = 73,5 \%$$

$$H_2O = \frac{\frac{22,4}{18} \cdot W^r + \frac{22,4}{2} \cdot H^r + (v-1) \cdot V_{vz,sk}^s}{V_{sp,sk}^v} \quad (12)$$

$$H_2O = \frac{1,24}{17,0} = 0,0729 = 7,29 \%$$

$$O_2^v = \frac{0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,sk}^s}{V_{sp,sk}^v} \quad (13)$$

$$O_2^v = \frac{2,49}{17,0} = 0,146 = 14,6 \%$$

5. Návrh teplovodního výměníku spalin

Rovnice pro výpočet návrhu teplovodního výměníku spalin jsem použila z literatury [2] a [12].

5.1 Přípravné výpočty

5.1.1 Výpočet množství paliva

$$m_{pal} = \frac{Q_{tep}}{Q_{pal} \cdot \eta}$$
$$m_{pal} = \frac{6 \cdot 10^3}{15 \cdot 10^6 \cdot 0,60} = 0,001 \text{ kg}_{pal}/s \quad (14)$$

Q_{tep} - tepelný výkon výměníku spalin [kW]

Q_{pal} - výhřevnost paliva [kJ/kg]

η - účinnost spalování, volím pro starší kamna 60 %

5.1.2 Skutečné množství spalin procházející kamny

$$\dot{V}_{H_2O} = m_{pal} \cdot V_{sp,sk}^V$$
$$\dot{V}_{H_2O} = 0,001 \cdot 17,0 = 0,017 \text{ m}_N^3/s \quad (15)$$

5.1.3 Hmotnostní průtok vody

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{tep}}{c_{p,H_2O} \cdot \Delta t}$$
$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{6 \cdot 10^3}{4186 \cdot (80 - 60)} = 0,072 \text{ kg}_{H_2O}/s \quad (16)$$

c_{p,H_2O} – měrná tepelná kapacita vody za stálého tlaku, odečteno pro 70 °C
z Přílohy 2 [J/(kg.K)]

Δt – rozdíl teplot přivedené a odvedené vody z výměníku

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{0,072}{978} = 73,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}_N^3/s \quad (17)$$

ρ_{H_2O} – hustota vody při 70 °C

5.2 Postup při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vody

Součinitel přestup tepla se uskutečňuje pomocí konvekce.

Na straně vody bude výměník pracovat mezi teplotami 60 °C – 80 °C

Střední teplota vody od které se odečítají konstanty $t_{stř} = 70$ °C

Materiál trubkového hada bude ocel 14 220 (16MnCr5) $\lambda_H = 42 \text{ W/(m.K)}$

Vnější průměr trubkového hada $D = 0,025 \text{ m}$, vnitřní průměr trubkového hada $d = 0,020 \text{ m}$

5.2.1 Rychlost vody

$$v_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{S} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

$$v_{H_2O} = \frac{73,6 \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi \cdot 0,020^2}{4}} = 0,234 \text{ m/s}$$
(18)

5.2.2 Výpočet Reynoldsova kritéria

$$\nu = \frac{\eta_d}{\rho_{H_2O}}$$

$$\nu = \frac{412,5 \cdot 10^{-6}}{978} = 0,421 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$
(19)

ν - kinematická viskozita vody [m^2/s]

η_d - dynamická viskozita vody [Pa.s], odečteno pro 70 °C z Přílohy 2

ρ_{H_2O} – hustota vody při 70 °C [kg/m^3]

$$\text{Re} = \frac{v_{H_2O} \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{0,234 \cdot 0,020}{0,421 \cdot 10^{-6}} = 11116$$
[-] (20)

Reynoldsovo kritérium vyšlo větší než 2320, což znamená, že se jedná o turbulentní proudění.

5.2.3 Výpočet Nusseltova kritéria

Protože se jedná o turbulentní proudění v trubce použijí rovnici:

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L$$
[-] (21)

Pr – Prandtlovo kritérium pro vodu [-], odečteno pro 70 °C z Přílohy 2

ε_t – Opravný součinitel na neizotermické proudění [-]

ε_R – Opravný součinitel pro proudění tekutiny v kolenech a hadech [-]

ε_L – Opravný součinitel pro krátké trubky [-], mohu zanedbat $\varepsilon_L = 1$

Opravný součinitel na neizotermické proudění ε_t pro kapaliny

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0,25}$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{2,595}{2,364} \right)^{0,25} = 1,02$$
(22)

Pr_s – Prandtlovo kritérium [-] pro teplotu stěny, kterou volím 76 °C, odečteno z Přílohy 2

Opravný součinitel pro proudění tekutiny v kolenech a hadech ε_R

$$\begin{aligned} \text{Re}_{kr}'' &= 18500 \cdot \left(\frac{d}{2 \cdot R} \right)^{0,28} \\ \text{Re}_{kr}'' &= 18500 \cdot \left(\frac{0,020}{2 \cdot 0,070} \right)^{0,28} = 10729 \end{aligned} \quad [-] \quad (23)$$

Re_{kr}'' – Kritická hodnota Reynoldsova kritéria

R – poloměr zakřivení, z výkresu (viz. Příloha 9) se jedná o hodnotu 0,070 m

Platí vztah $\text{Re} > \text{Re}_{kr}''$, proto použiji pro výpočet opravného součinitele vztah:

$$\begin{aligned} \varepsilon_R &= 1 + 1,8 \cdot \frac{d}{R} \\ \varepsilon_R &= 1 + 1,8 \cdot \frac{0,020}{0,070} = 1,51 \end{aligned} \quad [-] \quad (24)$$

Dle rovnice 21 vychází Nusseltovo kritérium:

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L = 0,021 \cdot 11116^{0,8} \cdot 2,595^{0,43} \cdot 1,02 \cdot 1,51 = 84,1$$

5.2.4 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody

$$\begin{aligned} \alpha_{H_2O} &= \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} \\ \alpha_{H_2O} &= \frac{84,1 \cdot 0,667}{0,020} = 2805 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (25)$$

Nu – Nusseltovo kritérium [-]

λ - tepelná vodivost vody [W/(m.K)], odečteno pro 70 °C z Přílohy 2

5.3 Postup při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně spalín - konvekce

Celkový součinitel přestupu tepla se skládá ze sálavé a konvekční složky. V této kapitole se budu zabývat konvekcí. Na začátku musím zjistit zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění v komíně pomocí Reynoldsova kritéria. Kritérium závisí na rychlosti proudících spalín, tuto rychlost budu počítat z komínového tahu.

Na straně spalín bude výměník pracovat mezi teplotami 450 °C – 250 °C

Střední teplota spalín od které se odečítají konstanty $t_{stf} = 350$ °C

Průměr válce v němž je uložen trubkový had a proudí v něm spaliny $D_{sp,C} = 0,230$ m

Materiál trubkového hada bude ocel 14 220 (16MnCr5) $\lambda_H = 42$ W/(m.K)

Vnější průměr trubkového hada $D = 0,025$ m

Vnitřní průměr trubkového hada $d = 0,020$ m

5.3.1 Teoretický přirozený tah komínu

Hustota spalin při 0 °C (normální podmínky)

$$\rho_{sp,N} = \sum \rho_i \cdot X_i = \rho_{CO_2} \cdot CO_2 + \rho_{H_2O} \cdot H_2O + \rho_{N_2} \cdot N_2 + \rho_{O_2} \cdot O_2$$

$$\rho_{sp,N} = \frac{44}{22,26} \cdot 0,046 + \frac{18}{22,4} \cdot 0,0729 + \frac{28}{22,4} \cdot 0,735 + \frac{32}{22,39} \cdot 0,146 = 1,28 \text{ kg/m}^3 \quad (26)$$

Hustota spalin při 350 °C

$$\rho_{sp} = \frac{p_{sp} \cdot \rho_{sp,N} \cdot T_{sp,N}}{T_{sp} \cdot p_{sp,N}} \quad (27)$$

$$\rho_{sp} = \frac{101262 \cdot 1,28 \cdot 273}{623 \cdot 101325} = 0,561 \text{ kg/m}^3$$

p_{sp} – tlak spalin, $p = 101\,262 \text{ Pa}$

$p_{sp,N}$ – tlak spalin při normálních podmínkách (0 °C, 101 325 Pa)

$\rho_{sp,N}$ – hustota spalin při normálních podmínkách (0 °C, 101 325 Pa)

$T_{sp,N}$ – teplota spalin [K], při normálních podmínkách (0 °C, 101 325 Pa)

T_{sp} – teplota spalin [K]

Tah vzniká v důsledku rozdílného tlaku sloupce vzduchu a spalin.

$$\Delta p = p_{vz} - p_{sp} = g \cdot h \cdot (\rho_{vz} - \rho_{sp}) \quad (28)$$

$$\Delta p = 9,81 \cdot 10 \cdot (1,21 - 0,561) = 63,3 \text{ Pa}$$

g – tíhové zrychlení $9,81 \text{ m/s}^2$

h – výška komínu 10 m

ρ_{vz} – hustota vzduchu [kg/m^3] při 20 °C, odečteno z Přílohy 3

ρ_{sp} – hustota spalin [kg/m^3] při 350 °C

5.3.2 Rychlost spalin

$$v_{sp} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{sp}}} \quad (29)$$

$$v_{sp} = \sqrt{\frac{2 \cdot 63,3}{0,561}} = 15,0 \text{ m/s}$$

5.3.3 Výpočet Reynoldsova kritéria

Vypočtu pomocí rovnice 20:

$$Re = \frac{v_{sp} \cdot D_{sp}}{\nu}$$
$$Re = \frac{15,0 \cdot 0,180}{53,1 \cdot 10^{-6}} = 50847$$

D_{sp} - průměr válce, kterými proudí spaliny dle výkresu (viz. Příloha 9)

$$0,230 - 2 \cdot 0,025 = 0,180 \text{ m}$$

ν - kinematická viskozita spalin [m^2/s] při 350 °C, odečteno z Přílohy 4

Dle hodnoty Reynoldsova kritéria se jedná o turbulentní proudění spalin.

5.3.4 Výpočet Nusseltova kritéria

Protože se jedná o turbulentní proudění ve válci použijí znovu rovnici 21:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L$$
$$Nu = 0,021 \cdot 50847^{0,8} \cdot 0,645^{0,43} \cdot 1,12 \cdot 1,25 = 142$$

Pr – Prandtlovo kritérium pro spaliny [-], odečteno pro 350 °C z Přílohy 4

ε_t – Opravný součinitel na neizotermické proudění [-]

ε_R – Opravný součinitel pro proudění tekutiny v kolenech a hadech [-], mohou zanedbat – jedná se o válec s výškou $H = 0,6 \text{ m}$ (viz. Příloha 9), $\varepsilon_R = 1$

ε_L – Opravný součinitel pro krátké trubky [-]

Opravný součinitel na neizotermické proudění ε_t pro plyny

$$\frac{T_s}{T} = \frac{350}{623} = 0,562 \quad (30)$$

T_s – Absolutní teplota stěny [K], volím teplotu stěny 77 °C

T_{sp} – Absolutní teplota spalin [K],

Platí vztah $T_s / T_{sp} = 0,5$ až 1, proto použijí pro výpočet opravného součinitele vztah:

$$\varepsilon_t = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{T_s}{T}$$
$$\varepsilon_t = 1,27 - 0,27 \cdot 0,562 = 1,12 \quad (31)$$

Opravný součinitel pro krátké trubky (válec) ε_L

$$\frac{H}{D_{sp,C}} = \frac{0,600}{0,230} = 2,61 \quad (32)$$

H – výška válce výměníku, ve kterém proudí spaliny

Pro tuto hodnotu odečítám opravný součinitel z Přílohy 5, $\varepsilon_L = 1,25$

5.3.5 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalín – konvekce

Opět použijí rovnici 25 pro výpočet přestupu tepla:

$$\alpha_{sp,kon} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$
$$\alpha_{sp,kon} = \frac{142 \cdot 0,053}{0,180} = 41,8 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Nu – Nusseltovo kritérium [-]

λ - tepelná vodivost spalín [W/(m.K)], odečteno pro 350 °C z Přílohy 4

5.4 Postup výpočtu součinitele přestupu tepla na straně spalín – radiace

V předchozí části jsem spočetla přestup tepla na straně spalín – konvekční část. V této kapitole spočtu druhou část přestupu tepla na straně spalín – sálavou složku.

Na straně spalín bude výměník pracovat mezi teplotami 450 °C – 250 °C

Střední teplota spalín od které se odečítají konstanty $t_{stř} = 350 \text{ °C}$

Průměr válce v němž proudí spaliny a je v něm uložen trubkový had $D_{sp,C} = 0,230 \text{ m}$

Materiál trubkového hada bude ocel 14 220 (16MnCr5) $\lambda_H = 42 \text{ W/(m.K)}$

Vnější průměr trubkového hada $D = 0,025 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubkového hada $d = 0,020 \text{ m}$

Použiji vztah pro výpočet hustoty tepelného toku předávaného spaliny stěně:

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4) \quad [\text{W/m}^2] \quad (33)$$

ε'_s – Efektivní stupeň černosti stěny

σ - Stefanova-Boltzmanova konstanta, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$

ε_p – Emisní součinitel plynu obsahující CO_2 a H_2O

T_p – Teplota plynu [K], $t_{stř} = 350 \text{ °C}$

A_p – Absorbční součinitel

T_s – Teplota stěny [K], $t_s = 77 \text{ °C}$

5.4.1 Výpočet efektivního stupně černosti

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1)$$
$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,9 + 1) = 0,950 \quad [-] \quad (34)$$

vztah platí při hodnotách $\varepsilon_s = 0,8 \div 1$

5.4.2 Výpočet emisního součinitele plynu obsahující CO_2 a H_2O

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \quad [-] \quad (35)$$

Výpočet parciálního tlaku

$$\begin{aligned} p_{CO_2} &= p \cdot CO_2 & p_{H_2O} &= p \cdot H_2O \\ p_{CO_2} &= 101325 \cdot 0,0468 = 4742 \text{ Pa} & p_{H_2O} &= 101325 \cdot 0,0729 = 7387 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (36)$$

CO₂, H₂O – poměrné zastoupení ve spalínách

Výpočet účinné tloušťky vrstvy

Pro její výpočet potřebuji nejprve vypočíst objem V [m³], ve kterém jsou spaliny a povrch trubkového hada P [m²], které tyto spaliny obklopují.

$$V = \frac{\pi \cdot D_{sp,C}^2}{4} \cdot H - \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H_{hadu} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot H_{hadu} \right) \quad (37)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 0,230^2}{4} \cdot 0,600 - \left(\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 0,450 - \frac{\pi \cdot 0,020^2}{4} \cdot 0,450 \right) = 0,025 \text{ m}^3$$

$$P = \pi \cdot D \cdot H_{hada} + \pi \cdot d \cdot H_{hada} \quad (38)$$

$$P = \pi \cdot 0,025 \cdot 0,450 + \pi \cdot 0,020 \cdot 0,450 = 0,063 \text{ m}^2$$

$$\frac{V}{P} = \frac{0,025}{0,063} = 0,397 \text{ m} \quad (39)$$

Platí vztah $V/S < 1$ m proto použiji rovnici pro výpočet účinné tloušťky vrstvy:

$$\begin{aligned} l &= 3,4 \cdot \frac{V}{P} \\ l &= 3,4 \cdot \frac{0,025}{0,063} = 1,34 \text{ m} \end{aligned} \quad (40)$$

Výpočet součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy

$$p_{CO_2} \cdot l = 4742 \cdot 1,34 = 6244 \text{ Pa} \cdot \text{m} \quad p_{H_2O} \cdot l = 7387 \cdot 1,34 = 9874 \text{ Pa} \cdot \text{m} \quad (41)$$

Dle teploty spalin 350 °C a hodnot součinů parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy jsem odečetla z grafů v Přílohách 6, 7, 8 součinitele CO₂ a H₂O a korekční součinitel β :

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,089$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,18$$

$$\beta = 1,05$$

Výpočet emisního součinitele dle rovnice 35:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,089 + 1,05 \cdot 0,18 = 0,278$$

5.4.3 Výpočet absorbního součinitele

Pro jeho výpočet platí vztah:

$$A_p = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s} \right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s} \right)^n \quad [-] \quad (42)$$

Dle teploty stěny 77 °C a hodnot součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy v předchozích výpočtech jsem odečetla z grafů v Přílohách 6, 7, 8 součinitele CO₂ a H₂O a korekční součinitel β : $\varepsilon_{CO_2} = 0,089$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,2$$

$$\beta = 1,05$$

Teplota stěny je menší než 500 °C, proto mocnitel n má hodnotu 0,5. Dle rovnice 42 vychází absorpční součinitel:

$$A_p = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \varepsilon_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^n = 0,089 \cdot \left(\frac{623}{350}\right)^{0,65} + 1,05 \cdot 0,2 \cdot \left(\frac{623}{350}\right)^{0,5} = 0,410$$

5.4.4 Výpočet hustoty tepelného toku

Pomocí rovnice 33 jsem vypočetla hustotu tepelného toku:

$$q_{p,s} = \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4)$$

$$q_{p,s} = 0,950 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,278 \cdot 623^4 - 0,410 \cdot 350^4) = 1925 \text{ W/m}^2$$

5.4.5 Výpočet přestupu tepla na straně spalín – radiace

$$\alpha_{sp,rad} = \frac{q_{p,s}}{\Delta T}$$

$$\alpha_{sp,rad} = \frac{1925}{(623 - 350)} = 7,05 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (43)$$

5.5 Celkový přestup tepla na straně spalín

$$\alpha_{sp} = \alpha_{sp,kon} + \alpha_{sp,rad}$$

$$\alpha_{sp} = 41,8 + 7,05 = 48,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (44)$$

5.6 Postup výpočtu celkového výkonu teplovodního výměníku spalín

Na straně spalín bude výměník pracovat mezi teplotami 450 °C – 250 °C

Na straně vody bude výměník pracovat mezi teplotami 60 °C – 80 °C

Materiál trubkového hada bude ocel 14 220 (16MnCr5) $\lambda_H = 42 \text{ W/(m.K)}$

Vnější průměr trubkového hada $D = 0,025 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubkového hada $d = 0,020 \text{ m}$

5.6.1 Výpočet součinitele prostupu tepla trubkou

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{sp} \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_H} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_{H_2O} \cdot d}} \quad (45)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{48,9 \cdot 0,025} + \frac{1}{2 \cdot 42} \cdot \ln \frac{0,025}{0,020} + \frac{1}{2805 \cdot 0,020}} = 3,74 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

5.6.2 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot pro sou proud

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad [\text{nebo K}] \quad (46)$$

$$\Delta t_{str} = \frac{(450 - 60) - (250 - 80)}{\ln \frac{450 - 60}{250 - 80}} = 265 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\Delta t'$ – rozdíl teplot vstupujících tekutin [$^\circ\text{C}$, K]

$\Delta t''$ – rozdíl teplot vystupujících tekutin [$^\circ\text{C}$, K]

5.6.3 Výpočet délky trubkového hada

$$l_{hada} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{H_{hada}}{(D + s)} \quad (47)$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot 0,07 \cdot \frac{0,450}{(0,025 + 0,005)} = 6,60 \text{ m}$$

r – poloměr [m], odečtený z výkresu (viz. Příloha 9)

H_{hada} – výška trubkového hada [m]

D – vnější průměr trubkového hada [m]

s – velikost mezery mezi patry trubkového hada [m]

5.6.4 Celkový výkon výměníku

$$Q = k \cdot \Delta t_{str} \cdot l_{hada}$$

$$Q = 3,74 \cdot 265 \cdot 6,60 = \underline{\underline{6541 \text{ W}}} \quad (48)$$

k – součinitel prostupu tepla trubkou [W/(m.K)]

Δt_{str} – střední logaritmický rozdíl teplot [$^\circ\text{C}$, K]

l_{hada} – délka trubkového hada [m]

Závěr

V současné době se v krbovém odvětví stále více rozvíjí tendence, vyrábět krby co nejúčelněji využitelné pro domácnost. Krby už zdaleka neplní jen funkci dekorační, ale mají také například za úkol vytápět místnosti. Právě touto problematikou jsem se nechala inspirovat ve vytvoření této práce, ve které jsem navrhla teplovodní výměník spalin jako způsob, který rozvod tepla zajišťuje.

V teoretické části jsem se věnovala způsobům vytápění budov. Jednalo se o teplovzdušné a teplovodní vytápění obytných prostor. Uvedla jsem rozdělení tepelných výměníků a zaměřila jsem se na teplovodní výměník spalin. Popsala jsem klady i zápory tohoto výměníku a doplnila tuto kapitolu o bezpečnostní prvky, které by u výměníku neměly chybět.

V praktické části mé práce jsem se zaměřila na výpočty. Použila jsem stechiometrické vztahy pro výpočet potřeby spalovacího vzduchu a vzniklých spalin. Dále jsem navrhla teplovodní výměník spalin a provedla tepelný výpočet výměníku.

Navržený výměník byl počítán pro starší krbová kamna ve kterých se spaluje dřevo. Ve výměníku se ochlazují spaliny z kamen a předávají energii vodě v trubkovém hadu.

Mnou navržený výměník instalovaný v domácnosti by měl přinést zefektivnění starších krbových kamen a snížení nákladů na vytápění.

Výměník má vyšší výkon než je požadovaný a to o zhruba 9,02 %. Je to z důvodu toho, neboť jsem při výpočtu zanedbávala zašpinění trubkového hada vlivem spalin na vnější straně a zašpinění trubkového hada na vnitřní straně vlivem usazování nečistot.

Seznam použitých pramenů

- [1] PETROFFOVÁ, Marie-Pierre; INSTITORIS, Vladimír. Krby a kamna. Bratislava : Jaga group, spol.s.r.o., 2004. 167 s.
- [2] BLAHOŽ, Vladimír; KADLEC, Zdeněk. Základy sdílení tepla. Ostrava : Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000. 110 s.
- [3] JELÍNEK, Vladimír, et al. Technická zařízení budov II. Praha 6 : Vydavatelství ČVUT, 1993. 154 s.
- [4] Technická zařízení budov II [online]. 5.11.2007 [cit. 2011-01-09]. Optimální volby zdroje - porovnání nákladů na vytápění - I díl. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/4450-optimalni-volby-zdroje-porovnani-nakladu-na-vytapeni-i-dil>>.
- [5] Technické zařízení budov [online]. 18.11.2010 [cit. 2011-01-09]. Možnosti vytápění krbovými kamny a vložkami - první část. Dostupné z WWW: <<http://vytapani.tzb-info.cz/zdroje-tepla/6940-moznosti-vytapeni-krbovymi-kamny-a-vlozkami-prvni-cast>>.
- [6] Technické zařízení budov [online]. 1.12.2010 [cit. 2011-01-09]. Možnosti vytápění krbovými kamny a vložkami - pokračování Část II. Dostupné z WWW: <<http://vytapani.tzb-info.cz/zdroje-tepla/6976-moznosti-vytapeni-krbovymi-kamny-a-vlozkami-pokracovani>>.
- [7] KADRNOŽKA, Jaroslav; OCHRANA, Ladislav. Teplárenství. Brno : CERM, s.r.o., 2001. 178 s.
- [8] Jak bydlet [online]. 2009 [cit. 2011-01-09]. Zvyšujeme účinnost krbů – II. Dostupné z WWW: <http://www.jakbydlet.cz/clanek/541_zvysujeme-ucinnost-krbu---ii---.aspx>.
- [9] Rolf : ohřívače vody, bojler, akumulční zásobníky, otopné systémy [online]. 2010 [cit. 2011-01-26]. Teplovodní výměník spalin. Dostupné z WWW: <<http://rolf.cz/portals/67/Sys41/file1/1474.pdf>>.
- [10] Kamna Astranet [online]. 2010 [cit. 2011-01-09]. Doporučené zapojení teplovodního výměníku . Dostupné z WWW: <<http://kamna.astranet.cz/shops/3790/disk/Zapojeni-teplovodni.htm>>.
- [11] ČERNÝ, Václav; JANEBA, Břetislav; TEYSSLER, Jiří. Parní kotle. Praha 1 : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983. Teoretické základy spalování, s. 864.
- [12] NOSKIEVIČ, Pavel. Spalování uhlí. 2. vydání. Ostrava : VŠB - TU Ostrava, 2002. 68 s.
- [13] KADLEC, Zdeněk. Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty. Ostrava : Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. 100 s.

Seznam příloh

Příloha 1: Schéma bezpečnostního směřovacího uzlu

Příloha 2: Fyzikální vlastnosti nasycené vody

Příloha 3: Fyzikální vlastnosti suchého vzduchu při tlaku 101 325 Pa

Příloha 4: Fyzikální vlastnosti spalín při tlaku 101 325 Pa

Příloha 5: Opravný součinitel pro krátké trubky

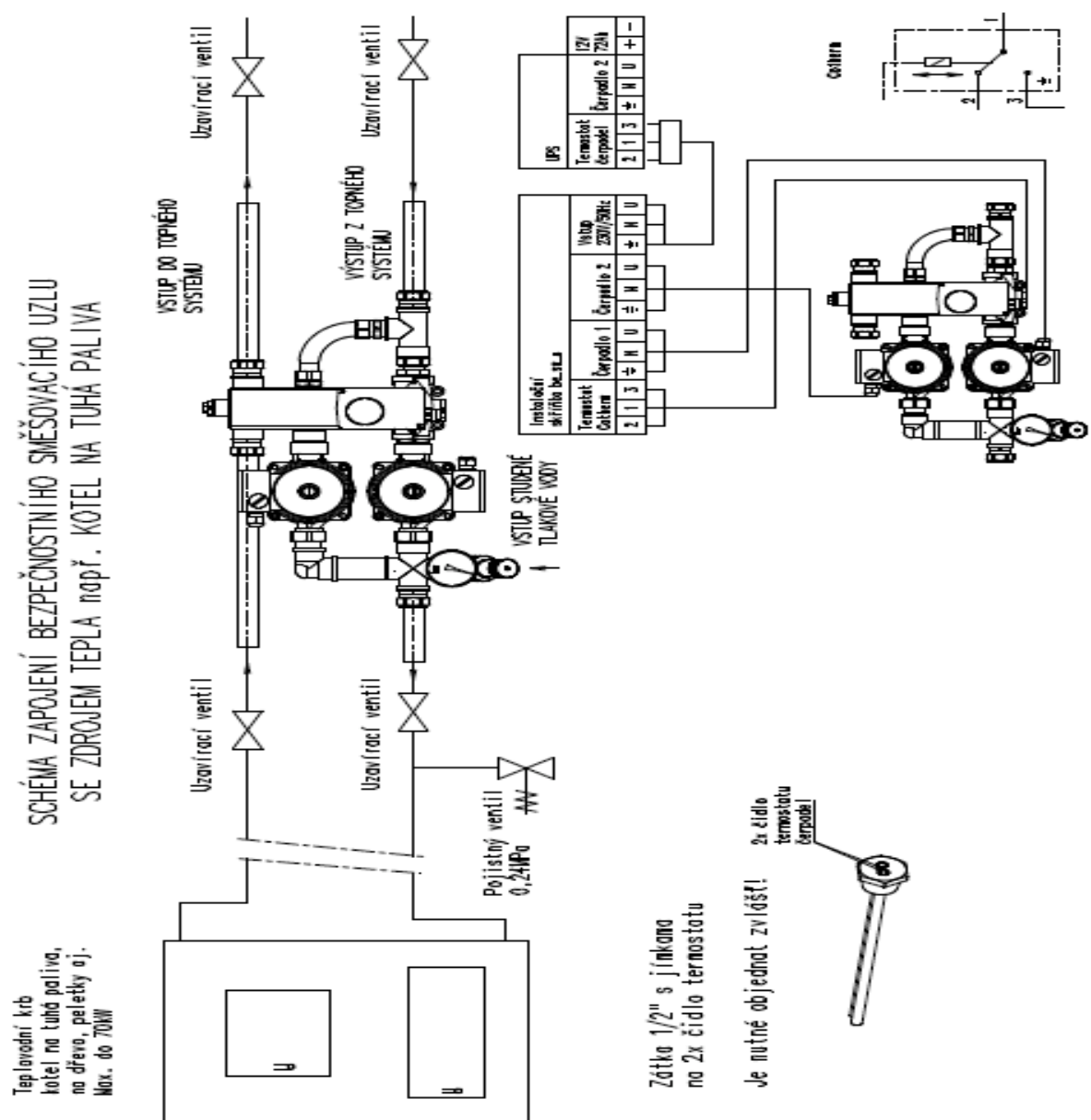
Příloha 6: Diagram pro určení emisivity CO_2

Příloha 7: Diagram pro určení emisivity H_2O

Příloha 8: Diagram pro určení korekčního součinitele

Příloha 9: Výkres výměníku spalín

Příloha 1: Schéma bezpečnostního směšovacího uzlu



Obrázek 5-1: Schéma bezpečnostního směšovacího ventilu [9]

Příloha 2: Fyzikální vlastnosti nasycené vody [13]

t °C	c_p (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)		$\lambda \cdot 10^2$ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)		$\eta \cdot 10^6$ (Pa.s)		Pr (-)	
	voda	pára	voda	pára	voda	pára	voda	pára
0	4,222		55,1		1788		13,67	
20	4,183		59,9		1004		7,02	
40	4,174		63,5		653,3		4,31	
60	4,179		65,9		469,9		2,98	
80	4,195		67,4		355,1		2,21	
100	4,22	2,135	68,3	2,37	282,5	11,97	1,75	1,08
120	4,25	2,206	68,6	2,59	237,4	12,85	1,47	1,09
140	4,287	2,315	68,5	2,79	201,1	13,54	1,26	1,12
160	4,346	2,479	68,3	3,01	173,6	14,32	1,1	1,18
180	4,417	2,709	67,4	3,27	153	15,11	1	1,25
200	4,505	3,023	66,3	3,55	136,4	15,99	0,93	1,36
220	4,614	3,408	64,5	3,9	124,6	16,87	0,89	1,47
240	4,756	3,881	62,8	4,29	114,8	17,76	0,87	1,61
260	4,949	4,486	60,5	4,8	105,9	18,84	0,87	1,75
280	5,23	5,234	57,4	5,49	98,1	19,91	0,9	1,9
300	5,736	6,28	54	6,27	91,2	21,29	0,97	2,13
320	6,574	8,206	50,6	7,51	85,3	22,86	1,11	2,5
340	8,165	12,85	45,7	9,3	77,5	25,21	1,39	3,35
360	13,984	23,03	39,5	12,79	66,7	29,14	2,35	5,23

Příloha 3: Fyzikální vlastnosti suchého vzduchu při tlaku 101 325 Pa [13]

t °C	ρ kg.m ⁻³	c_p kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	$\lambda \cdot 10^2$ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	$\alpha \cdot 10^6$ m ² .s ⁻¹	$\eta \cdot 10^6$ Pa.s	$\nu \cdot 10^6$ m ² .s ⁻¹	Pr
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,782
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	27,6	20,1	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
100	0,945	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,40	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,80	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,10	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,10	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,30	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,70	0,724

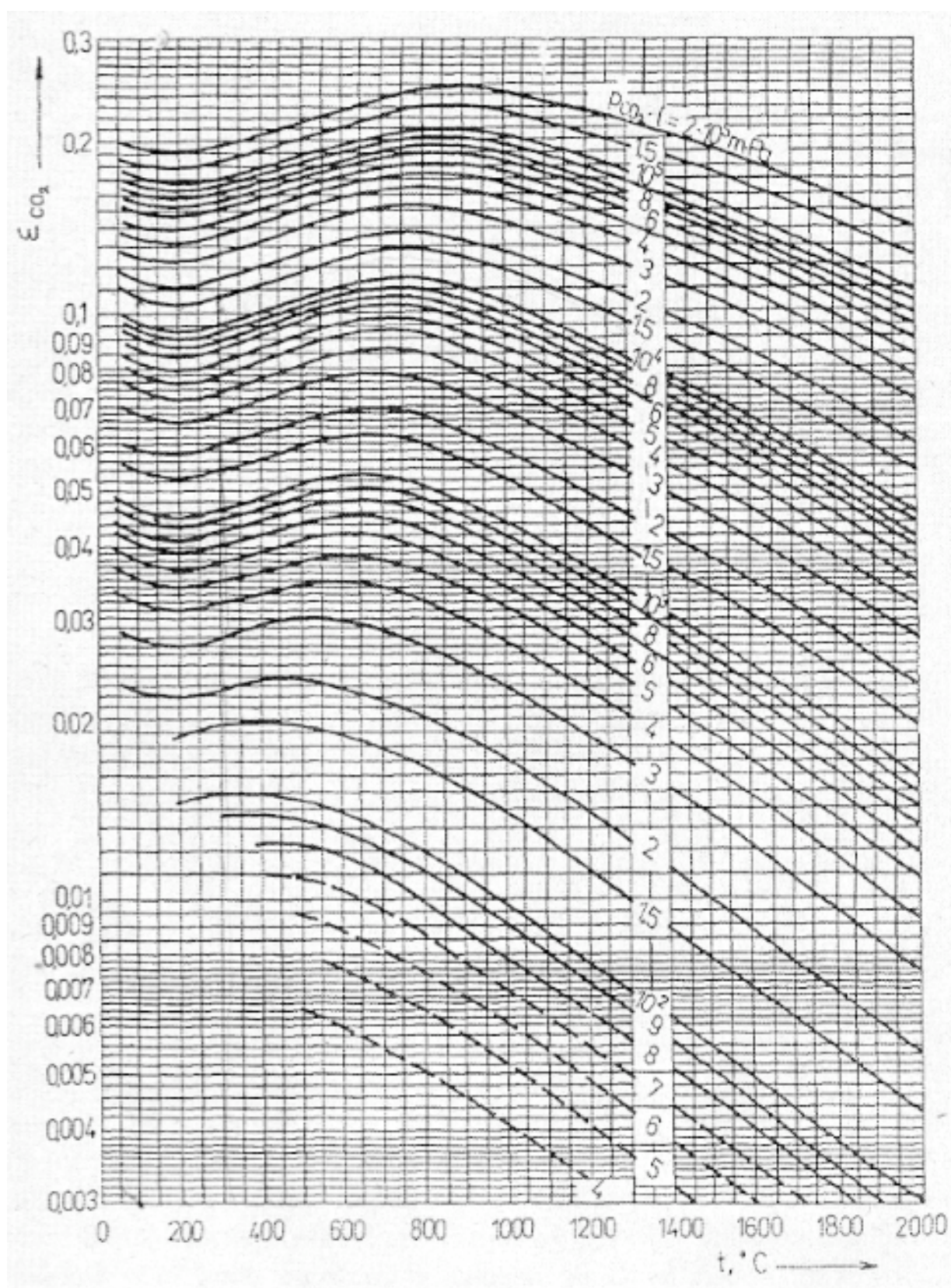
Příloha 4: Fyzikální vlastnosti spalín při tlaku 101 325 Pa [13]

t °C	ρ kg.m ⁻³	c_p kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	$\lambda.10^2$ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	$a.10^6$ m ² .s ⁻¹	$\eta.10^6$ Pa.s	$\nu.10^6$ m ² .s ⁻¹	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,10	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,80	0,60
900	0,301	1,290	10,00	258,0	45,9	152,50	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,30	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,10	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,00	0,56

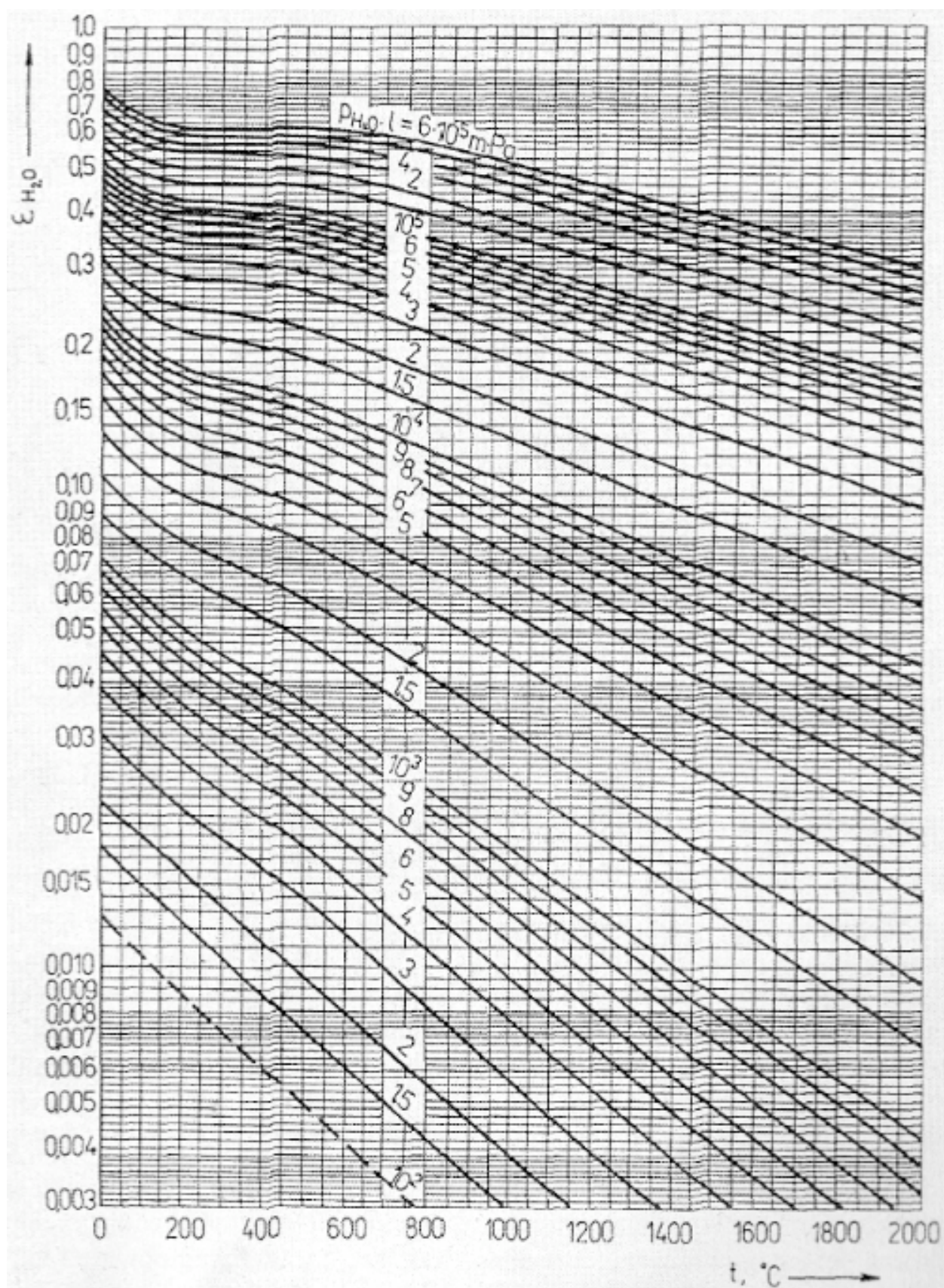
Příloha 5: Opravný součinitel pro krátké trubky[13]

ℓ / d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
Re=2.10 ⁴	1,51	1,4	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
Re=5.10 ⁴	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
Re=1.10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
Re=1.10 ⁶	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

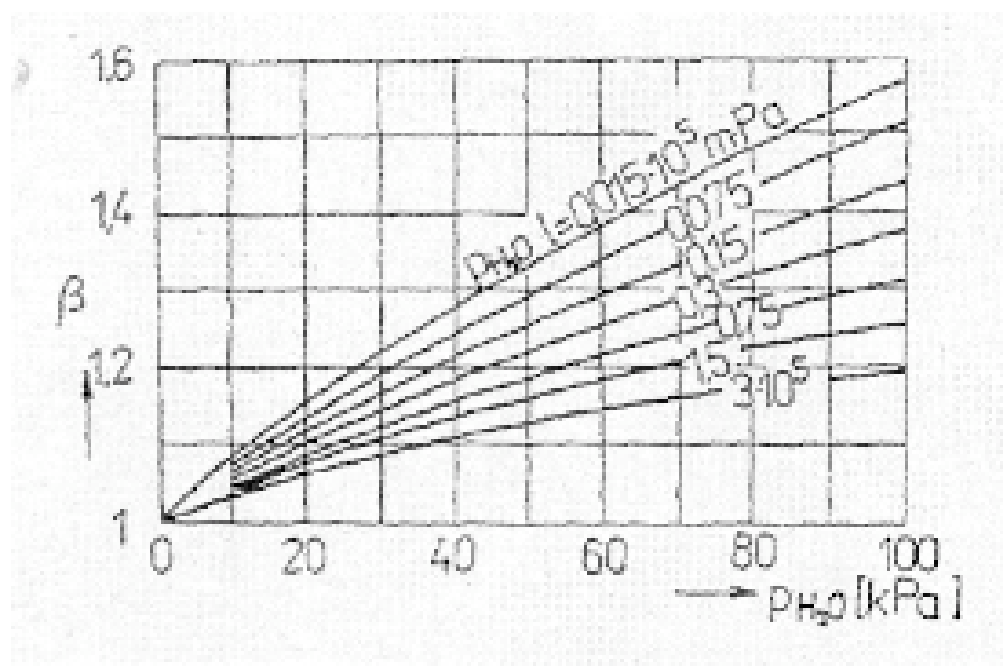
Příloha 6: Diagram pro určení emisivity CO_2 [2]



Příloha 7: Diagram pro určení emisivity H_2O [2]



Příloha 8: Diagram pro určení korekčního součinitele [2]



Příloha 9: Výkres výměníku spalin